

⑬ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES

PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑪ **DE 38 12 928 A 1**

⑳ Aktenzeichen: P 38 12 928.0  
㉑ Anmeldetag: 18. 4. 88  
㉒ Offenlegungstag: 2. 11. 89

㉓ Int. Cl. 4:

**F 01 K 27/00**

F 28 F 1/00

F 28 F 9/00

F 03 B 13/00

// F 02 G 5/02,

F 24 J 2/00, 3/08

DE 38 12 928 A 1

㉔ Anmelder:

Engel, Wilhelm, 8016 Feldkirchen, DE; Engel,  
Wolfgang, 8013 Haar, DE; Engel, Karin, 8000  
München, DE

㉕ Erfinder:

Antrag auf Nichtnennung

㉖ Energieerzeugungsvorrichtung (Wärmeschleuder 2 mit Kreisprozeß)

DE 38 12 928 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Energieerzeugungsvorrichtung, die insbesondere zur Erzeugung von mechanischer und elektrischer Energie verwendbar ist.

Bei den bisher bekannten Vorrichtungen zur Energieerzeugung wird beispielsweise Wassergefälle mittels Wasserturbinen in mechanische bzw. elektrische Energie umgewandelt. Die Wasserkraft reicht jedoch bei weitem nicht aus, um den Strombedarf der Menschen zu decken. Daher müssen umweltproblematische Methoden zur Energieerzeugung verwendet werden.

Hierzu gehören einerseits Kraftwerke, die mit fossilen Brennstoffen (Öl und Kohle) beheizt werden und große Mengen an  $\text{CO}_2$  an die Luft abgeben. Nach Meinung von 95% der Wissenschaftler führt diese Verbrennung zu einer zu großen Anreicherung  $\text{CO}_2$  in der Lufthülle der Erde und schließlich zu einem Treibhauseffekt und einer Klimaveränderung. In Deutschland wird ein Klima — wie in Süditalien — vorhergesagt und das Eis am Nord- und Südpol wird teilweise schmelzen.

Andererseits wären allein in der Bundesrepublik 300 Atomkraftwerke erforderlich, um den Energiebedarf zu decken. Derzeit sind bei uns aber nur 22 Atomkraftwerke in Betrieb und bereits jetzt ist das Problem der Entsorgung von Atomkraftwerken keineswegs als gelöst anzusehen. Die Kosten für diese neuen Atomkraftwerke würden ca. 1 500 Milliarden DM betragen.

Die Solarzellentechnologie sieht vor, daß in weitflächigen Solarzellenplantagen elektrische Energie vorzugsweise in warmen, sonnenreichen Zonen erzeugt wird. Um diese Energie zu speichern, muß Wasser auf elektrolytischem Wege in seine Bestandteile Wasserstoff und Sauerstoff zerlegt werden. Der Wasserstoff könnte danach in Rohrleitungen aus den tropischen und subtropischen Gebieten in gemäßigte Klimazonen geführt werden. Diese Solarzellen haben den Nachteil, daß lediglich ca. 10% der Sonnenenergie direkt in elektrische Energie umwandelbar ist. Der übrige Sonnenenergieanteil geht verloren. Aus einer Fläche von  $1 \text{ m}^2$  Solarzellen kann man ca. 60—100 Watt erzeugen.

Ein Nachteil der Solarzellen besteht weiterhin darin, daß beim Einsatz in heißen Klimazonen zusätzlich eine Nachtspeicherung für Energie vorgesehen werden muß.

Die Sonnenkollektoren haben zwar einen wesentlich höheren Wirkungsgrad, der bei ca. 70% liegen kann, aber die vorhandene Energie aus den Sonnenkollektoren konnte bisher nur auf sehr aufwendige und unwirtschaftliche Weise in elektrische Energie umgewandelt werden.

Außerdem geht bei Kraftwerken, bei Kühltürmen und bei vielen Verfahren in der chemischen Industrie Energie in Flüssigkeiten verloren, weil es keine Methode gibt, die vorhandene Energie von 40—80° in wirtschaftlicher Weise in mechanische oder elektrische Energie umzuwandeln.

Die Erdwärme bietet Temperaturen von 40—100°C und mehr und nimmt mit zunehmender Tiefe von der Erdoberfläche ständig zu. Diese Erdwärme ist mit heutigen Mitteln technisch nur sehr aufwendig und mit geringem Wirkungsgrad nutzbar. Andererseits haben Wissenschaftler festgestellt, daß die Erdwärme bis in 10 km Tiefe ein Energiereservoir enthält, mit dem der Energiebedarf der Menschen einige Millionen Jahre gedeckt werden kann.

Es gibt genügend Bergwerke und stillzulegende Zechen, die nicht mehr aus wirtschaftlichen Gründen betrieben werden können. Dort kann man Rohrleitungen verlegen und Erdwärme nutzen.

Wenn man eine Rohrleitung einige 100 m oder 1000 m tief in der Erde anordnet, und am Anfang und am Ende dieser Rohrleitung ein Verbindungsrohr zur Erdoberfläche legt, so braucht man nur kaltes Wasser auf einer Rohrseite der Erdoberfläche einzufüllen, um auf der anderen Rohrseite der Erdoberfläche warmes Wasser zu erhalten. Zweckmäßigerweise wird aber ein Rohrverbundsystem mit Umschaltmöglichkeiten zu verschiedenen Rohrführungen in der Erde vorgesehen, um ständig gleiche Wassertemperaturen zu erhalten.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, beispielsweise Flüssigkeiten von 40—200°C die in Sonnenkollektoren und durch Erdwärme genügend gegeben ist, mittels der erfindungsgemäßen Vorrichtung in mechanische und elektrische Energie umzuwandeln. Dabei soll vor allem eine umweltfreundliche regelbare Energieerzeugungsmöglichkeit aufgezeigt werden.

Bei Brennkraftmaschinen (Otto-, Diesel-, Wankelmotor und z. B. bei der Dampfmaschine) ergeben sich große thermische Verluste durch Abgase von Brennstoffen und durch Wärmeabfluß durch die Zylinderwände. Die thermischen Verluste liegen bei den bekannten Ausführungen bei über 60%. Nun kann mittels der Wärmeschleuder ein Teil dieser bisher thermischen Verluste in mechanische Energie verwandelt werden. Auch bei Wasserstoffmotoren können die thermischen Verluste mittels der Wärmeschleuder erheblich reduziert werden. Es sind somit erhebliche Leistungssteigerungen der Motoren möglich, die insbesondere bei stationären Motoren und bei zukünftigen Motorenentwicklungen des Fahrzeugbaus berücksichtigt werden können.

Im nachfolgenden soll die Erfindung näher anhand von in der Zeichnung dargestellten vorzugsweisen Ausführungsformen erläutert werden.

In der Zeichnung zeigt:

Fig. 1 einen Schnitt der erfindungsgemäßen Vorrichtung mit Gehäuse und anderen Bauteilen entlang der Drehachse M.

Fig. 2 einen Schnitt durch die Darstellung der Fig. 1 entlang der Schnittrlinie C-C, schematisch dargestellt.

Fig. 3 eine schematische Darstellung mit Umwandlungspunkt,

Fig. 4 hintereinander angeordnete Umlaufsysteme.

Fig. 5 eine schematische Darstellung der umlaufenden Flüssigkeit oder des umlaufenden Gases.

Fig. 6 einen spezifischen Kreisprozeß entsprechend der erfindungsgemäßen Vorrichtung.

Fig. 7 eine schematische Darstellung des Umlaufes der Flüssigkeit oder des Gases in einer um 90° gedrehten Anordnung.

In Fig. 1 ist mit 1 ein erster Wärmeaustauscher mit großem Radialabstand gekennzeichnet. Dieser Wärmeaus-

tauscher besteht aus 2 Teilen, die mit den Bezugszeichen 20 und 21 versehen sind. Der Teil 21 ist an einem Rotor 2 angeordnet, der in Lagern 37 und 38 drehbar gelagert ist und mit einem Antriebsmotor 48 über eine Antriebswelle 49 ein Ritzel 62 und ein Zahnrad 63 antreibbar ist. In dem Teil 21 des ersten Wärmeaustauschers sind Heizschlangenrohre angeordnet, in welchen die zu erwärmende Flüssigkeit 5 in der mit 7 bezeichneten Richtung strömt. Nach der Erwärmung in dem ersten Wärmetauscher 1 fließt die Flüssigkeit 5 über die Rohrleitung 16 zu dem zweiten Wärmeaustauscher 6.

Der zweite Teil 20 des ersten Wärmeaustauschers 1 ist an einem Stator 10 angeordnet. Erwärmte Flüssigkeit wird über die Rohrleitung 11 dem ersten Wärmeaustauscher zugeführt, und über eine Rohrleitung 12 dem ersten Wärmeaustauscher entzogen, nach dem der Wärmeaustausch stattgefunden hat. Die Strömungsschicht der Flüssigkeit 3 wird durch das Bezugszeichen 9 gekennzeichnet.

Der Stator 10 ist fest mit einem zweiten vorzugsweise in Achse ausgebildeten Stator 27 mittels hülsenförmigen Ansätzen 17 und 19 verbunden. Die Wärmeübertragung im ersten Wärmeaustauscher 1 erfolgt vorzugsweise durch Wärmestrahlung, wobei im ersten Wärmeaustauscher die Strahlungsoberfläche durch Wellenform oder auf andere geeignete Weise vorzugsweise vergrößert wird. Der Stator 10 mit dem Wärmeaustauscher 20 umschließt den Rotor 2 kreisförmig, während der Wärmeaustauscherteil 21 im Rotor 2 nur 1 Segment ausfüllt, wie aus der Fig. 2 hervorgeht.

Weiterhin ist in Fig. 1 mit 6 ein zweiter Wärmeaustauscher bezeichnet, welcher aus den Teilen 22 und 23 besteht. Das Teil 22 ist an dem Rotor 2 angeordnet und rotiert somit ebenfalls. Durch den Teil 22 des zweiten Wärmeaustauschers führt eine Rohrleitung, in welcher die Flüssigkeit 5 vorzugsweise durch Strahlung abgekühlt wird. Die Strömungsrichtung der Flüssigkeit 5 wird mit dem Bezugszeichen 24 angedeutet. Die Kühlflüssigkeit 8, die zum Abkühlen der Flüssigkeit 5 erforderlich ist, ist in dem Teil 23 des zweiten Wärmeaustauschers 6 enthalten, und in einer als Stator ausgebildeten Achse 27 angeordnet. Der Teil 23 des zweiten Wärmeaustauschers 6 umschließt die Achse 27 vorzugsweise an ihrem gesamten Umfang, während der Teil 22 des Wärmeaustauschers in dem Rotor 2 nur in einem Segment angeordnet ist, wie aus der Fig. 2 hervorgeht.

Die Kühlflüssigkeit des Wärmeaustauscherteils 23 wird vorzugsweise durch eine Zuführleitung 25 zugeführt, und eine Ablaufleitung 28 aus dem zweiten Wärmeaustauscher herausgeführt. Die Strömungsrichtung der Flüssigkeit 8 wird durch das Bezugszeichen mit dem Pfeil 29 gekennzeichnet.

In dem ersten Wärmeaustauscher 1, der aus den Teilen 21 und 20 besteht, sind in Fig. 1 die Rohrschlangen wellenförmig angedeutet, die jedoch vorzugsweise — wie in Fig. 3 aufgezeigt — ausgebildet sind. Die Wärmeübertragung erfolgt vorzugsweise durch Strahlung, kann aber auch durch Berührung erfolgen, wenn zwischen dem Wärmeaustauscherteil 20 und dem Wärmeaustauscherteil 21 eine Flüssigkeit angeordnet ist, welche die Berührung herstellt. Selbstverständlich können die Wärmeaustauscherteile auch nur mittels glatter Flächen Wärme abgeben, wie am Beispiel der Wärmeaustauscherteile 22 und 23 ebenfalls angedeutet ist. Vorzugsweise werden die Rohre 84 u. 86 in Berührungsnähe gebracht, wie am ersten Wärmeaustauscher dargestellt ist. Die Flüssigkeit 3, die zu dem stationären Teil 20 des Wärmeaustauschers 1 führt, ist vorzugsweise auf 70° erwärmt, wenn die in dem Wärmeaustauscher 1 eintritt. Die Flüssigkeit 8, die zu dem stationären Wärmeaustauscherteil 23 geführt wird, hat vorzugsweise eine Temperatur von ca. 10—20°C. Es können aber auch andere Temperaturen gewählt werden.

Die Flüssigkeit in dem Rohrsystem 5 wird bei drehendem Rotor in Umlauf versetzt, wenn eine Erwärmung in dem ersten Wärmeaustauscher 1 mit dem größeren Radialabstand, und eine Abkühlung der Flüssigkeit 5 in dem zweiten Wärmeaustauscher 6 mit dem kleineren Radialabstand erfolgt. Dieser in dem Rohrsystem 14 erzwungene Umlauf wird mittels einer Turbine 30 in mechanische Energie umgesetzt und kann dann mittels Dynamo in elektrische Energie umgewandelt werden. Der Umlauf der Flüssigkeit wird dadurch erreicht, daß bei Erwärmung der Flüssigkeit 5 eine Änderung der Dichte erfolgt. Die Flüssigkeit wird leichter. Ein ähnlicher Vorgang ist beim Warmwasserkreislauf der Hausheizung gegeben. Wird das Wasser im Keller erwärmt, so steigt es nach oben in den ersten Stock, während das kalte Wasser wieder in den Keller zurückfließt. Dieser Vorgang wird auch als Thermosiphon bezeichnet.

Allerdings lassen sich bei dem Rotor Drehzahlen erreichen, die ein Vielfaches der Gravitationskraft  $g$  ausmachen, und bei einem entsprechenden Ausdehnungsfaktor der Flüssigkeit 5 sind die Umlaufgeschwindigkeiten hoch.

Die Symmetrieachse  $M$  liegt vorzugsweise gleichzeitig im Mittelpunkt der Achse 27.

Die in Fig. 1 oberhalb der Achse  $M$  aufgezeigten Bauteile können nochmals unterhalb der  $M$ -Linie angeordnet werden, was durch die strichlinierte Linie mit dem Bezugszeichen 51 vereinfacht ausgedrückt werden soll. Es ist auch möglich, den Teil des Rotationskörpers unterhalb der  $M$ -Linie als Gegengewicht auszubilden. Schließlich ist auch denkbar, den zweiten Wärmeaustauscher an der  $M$ -Linie anzuordnen.

In dem stationären und dem rotierenden Teil des ersten Wärmeaustauschers sind Rohrschlangen 80 und 82 angeordnet, wodurch Wärme von der Flüssigkeit 3 auf die Flüssigkeit 5 übertragen wird.

In dem stationären und rotierenden Teil des zweiten Wärmeaustauschers sind Rohrschlangen 84 und 86 angeordnet, und es wird der Flüssigkeit 5 Wärme entzogen. Selbstverständlich können mehrere Rohrschlangen 80 oder 82 oder 84 oder 86 hintereinander angeordnet werden, und es können auch die Rohre 80 oder 82 oder 84 oder 86 um 90° versetzt angeordnet sein, was durch Rohrquerschnitte mit den Bezugszeichen 81, 83, 85 und 89 ausgedrückt werden soll.

Weiterhin ist folgendes zu beachten:

Einerseits erfolgt im Rohr 16 eine Annäherung der erwärmten Flüssigkeitsteilchen an die Drehachse  $M$ , und im Rohr 15 eine Abstandsvergrößerung der abgekühlten Flüssigkeitsteilchen von der Drehachse  $M$ . Andererseits erfolgt eine Rotation der Rohre 16 und 16 mit den darin erhaltenen Flüssigkeitsteilchen um eine feste Achse.

Durch Zuführung von Wärme erhöht sich die Molekularenergie der Flüssigkeitsmoleküle 5, verbunden mit einer Ausdehnung, und die Flüssigkeit wird leichter. Durch Abkühlen der Flüssigkeit 5, d. h. durch Entzug von

Wärme, nimmt die Molekularenergie der Flüssigkeitsmoleküle ab, verbunden mit einer Verkleinerung des Molekularabstandes, wodurch die Flüssigkeit schwerer wird.

Dabei bleibt das Volumen der umlaufenden Flüssigkeit 5 unverändert groß erhalten, wenn Zufuhr und Abfuhr von Wärme in dem ersten und zweiten Wärmeaustauscher entsprechend geregelt sind. Die Masse der Flüssigkeit 5 kann also unabhängig von der größeren oder kleineren Dichte insgesamt gesehen volumenmäßig weder vergrößert noch verkleinert werden, wenn Wärmezufuhr und Wärmeentzug entsprechend geregelt sind.

Dabei entsteht eine Druckdifferenz zwischen den Rohren 15 und 16, und zwar in den Rohrteilen, die einen großen Radialabstand aufweisen. Dies führt zu einem Umlauf der Flüssigkeit.

Zur weiteren Erläuterung der erfindungsgemäßen Vorrichtung mit Energiebilanzbetrachtung und Leitungsbetrachtung sollen die nachfolgenden Vergleiche dienen.

Könnte man die Gravitationskraft  $g$  um den Faktor 100 erhöhen, so würde auch die Druckdifferenz zwischen der Vorlaufleitung und Rücklaufleitung einer Haus-Warmwasserheizung 100  $\times$  größer sein, und der Umlauf der Heizflüssigkeit würde entsprechend schneller erfolgen. Bei einer angenommenen Gravitationskraft von  $g = 0$  würde dann überhaupt kein Umlauf mehr erfolgen.

Nun kann ein solcher Naturumlauf einer Warmwasserheizung eines Hauses nicht von selbst erfolgen. Im Keller des Hauses ist dazu eine Heizquelle installiert. Wenn man in diesen Warmwasserkreislauf eine kleine Flügelradturbine anordnet, so kann man mechanische Energie entnehmen. Bei der angenommenen Gravitationskraft  $g = 100$  erhöht sich die Energie, die durch eine Flügelradturbine entnehmbar ist, erheblich. Dies läßt sich nun auf folgende Weise erklären:

Nach dem ersten Hauptsatz der Wärmelehre findet sich die einem Körper zugeführte Wärmemenge  $Q$  restlos wieder in der Änderung  $\Delta U$  seiner inneren Energie und der von ihm geleisteten Arbeit  $W$  (zitiert nach Westphal/Physik) und nach der Formel  $Q = \Delta U + W$ .

Bezogen auf die Hausheizung läßt sich sagen, daß die Wärmemenge  $\Delta U$  zu den zu heizenden Räumen im ersten und zweiten Stock geführt wird, während die geleistete Arbeit  $W$  in Form von mechanischer Energie an der Flügelradturbine meßbar ist. Die mechanische Energie kann also durch Abgabe von Molekularenergie aus dem Warmwasserkreislauf energiebilanzmäßig erklärt werden.

Eine Analogie liegt bei der erfindungsgemäßen Vorrichtung vor, wobei jedoch nicht die Gravitationskraft, sondern die Fliehkraftstärke ausschlaggebend für die Umlaufgeschwindigkeit und die Erzeugung von mechanischer Energie zuständig ist. Bei einer Rotordrehzahl  $= 0$  ist auch die Fliehkraft  $= 0$ , und es findet kein Umlauf der Flüssigkeit in dem Rohr- und Wärmeaustauschersystem 14 statt. Bei einem rotierenden Umlaufsystem 14 lassen sich in den Rohren 15 und 16 bei unterschiedlichen Flüssigkeitstemperaturen und hohem Ausdehnungskoeffizienten Fliehkräfte erreichen, die ein Vielfaches von der Gravitationskraft  $g$  betragen und eine große Druckdifferenz an den Rohrenden 15 und 16 mit dem größten Radialabstand hervorrufen.

Diese Druckdifferenz führt zu einem schnellen Umlauf der Flüssigkeit 5 und kann beispielsweise eine Flügelradturbine antreiben. Dazu noch folgende Erläuterungen:  
Die Flüssigkeitssäulen in den Rohrstücken 15 und 16 sollen begrenzt sein durch die radialen Abstandsmarken 115 und 116 (für Maximalabstand) und durch die radialen Abstandsmarken 105 und 106 für Minimalabstand von der Drehachse  $M$ . Die gekennzeichneten Radialabstände 105 und 106 einerseits sowie 115 und 116 andererseits sind in der Betrachtung gleichgroß gewählt.

Der radial nach außen gezogene Rohrkrümmer 117 soll verhindern, daß die im Wärmeaustauscher 1 erwärmte Flüssigkeit 5 bzw. das Gas 5 sich nicht entgegengesetzt der gewünschten Umlaufrichtung bewegt, was durch die größere Dichte der kälteren Flüssigkeit 5 im Krümmer 117 erreicht wird. Die Flüssigkeitsteilchen mit großem Radialabstand werden bei konstanter Drehzahl stärker zusammengedrückt als die Flüssigkeitsteilchen mit kleinerem Radialabstand.

Es ist also bei größerem Radialabstand eine größere allseitige Kompression — bedingt durch eine größere Fliehkraft — gegeben. Werden nun die Flüssigkeitsteilchen im ersten Wärmeaustauscher erwärmt, dehnen sie sich aus. Es erfolgt dabei eine Erhöhung der Molekularenergie und eine Dichteänderung. Die Flüssigkeit wird leichter. Die Ausdehnung muß gegen die allseitige Kompression der in dem Wärmeaustauscher vorhandene Flüssigkeitsteilchen erfolgen. Hierbei wird potentielle Energie aufgespeichert, die bei Verringerung des Radialabstandes und bei Reduzierung der allseitigen Kompression wieder abgegeben wird.

In Fig. 1 sind zwei Flüssigkristallsäulen in der umlaufenden Flüssigkeit 14 in den Rohren 15 und 16 gegeben. In dem Rohr 15 herrscht eine kältere Temperatur als in dem Rohr 16.

Berechnet man die Fliehkräfte der Flüssigkeitssäulen 15 und 16, welche durch die Maximal- und Minimal-Radialabstandsmarken 105/115 und 106/116 einerseits und durch gleichen Rohrquerschnitt andererseits gekennzeichnet sein können, so ergeben sich an den maximalen radialen Abstandsmarkierungen der Säulen 15 und 16 unterschiedliche Drücke, die durch unterschiedliche Dichte bedingt sind.

Die potentielle Energie, die abgegeben werden kann, ist auch abhängig von dem durchsetzbaren Flüssigkeitsvolumen 5 pro Zeiteinheit.

In dem geschilderten Beispiel ist demnach die Ausdehnung der Flüssigkeit 5 durch Wärme als auch die allseitige Kompression durch die Fliehkraftgröße — bedingt durch Radialabstand — zu berücksichtigen.

Die erwähnte Druckdifferenz an den radialen Abstandsmarken 115 und 116 ermöglicht den Antrieb einer Turbine. Nach dem ersten Hauptsatz der Wärmelehre muß die an der Turbine meßbare mechanische Arbeit auch in der Energiebilanz nachvollziehbar sein und läßt sich durch die Ausdehnung der Flüssigkeit 5 erklären, die im Wärmeaustauscher 1 gegen die allseitige Kompression erfolgt und bei einer Ausdehnung von 0,1 eine beträchtliche Arbeit darstellt. Geht man theoretisch davon aus, daß ca. 100 Liter Wasser von 70°C dem ersten Wärmeaustauscher pro Sekunde zugeführt werden, so entspricht dies während einer Zeitdauer von 24 Stunden: Geht man theoretisch davon aus, daß ca. 100 l Wasser von 70°C pro Sekunde dem ersten Wärmeaustauscher zugeführt werden und dabei 10°C in dem Wärmeaustauscher 1 an die Flüssigkeit 5 abgegeben werden, so

entspricht dies während einer Zeitdauer von 24 Stunden

$$1001 \times 100 \text{ Kcal} \times 3,600 \text{ sec} \times 24 \text{ Std} = 86\,400\,000 \text{ Kcal oder} \\ 86\,400\,000 \text{ Kcal} \times 4,1869 = 361\,748\,160 \text{ KJoule.}$$

Diese Wärmemenge kann in einer heißen Klimazone auf einer Fläche von 100 m × 100 m gewonnen werden.

Nimmt man weiter an, daß die Solarzellen maximal 10% der Sonnenenergie nutzen und ca. 100 Watt pro m<sup>2</sup> Bestrahlungsfläche bringen, während Sonnenkollektoren zur Aufbereitung von warmem Wasser mit einem Wirkungsgrad von 60–70% arbeiten, so ist davon auszugehen, daß die vorgesehene Vorrichtung insgesamt gesehen mindestens einen ähnlichen, wahrscheinlich höheren Wirkungsgrad aufweisen kann als die Solarenergie. Das Warmwasser kann nämlich auch während der Nachtstunden in der Vorrichtung verarbeitet werden. Es ist also nicht wie bei den Solarzellen eine zusätzliche Energiespeicherung für die Nacht erforderlich. Selbst bei einem Wirkungsgrad von nur 5% für die vorgesehene Vorrichtung dürfte die Vorrichtung noch wirtschaftlicher sein als Solarenergie mit 10% Wirkungsgrad, die nur tagsüber und bei Sonnenschein einsetzbar ist.

Selbstverständlich ist der Wirkungsgrad von 5% nur ein Vergleichswert zur Solarenergie. Es ist denkbar, daß ein Wirkungsgrad von 20 bis 30% bereits beim Bau der ersten Entwicklungsstufe erreicht werden kann.

Zu dem Drehimpuls des Rotors ist folgendes zu vermerken:

Der Rotor weist einen mechanischen Teil auf, bestehend aus dem Gehäuse und weist einen Flüssigkeitsteil auf.

Der Drehimpuls der mechanischen Teile bleibt beim Umlauf der Flüssigkeit unverändert. Die Wärmelehre kann auch als statistische Mechanik bezeichnet werden, weil es nicht möglich ist, alle kleinen Moleküle und ihre Wechselwirkungen meßtechnisch zu erfassen. Auch in der Wärmelehre hat jedoch der Impulssatz seine Gültigkeit, und insgesamt kann der Drehimpuls des Rotors bei Umlauf der Massenteilchen der Flüssigkeit 5 nicht verändert werden.

Der Rotor muß mittels Antriebsmotor zunächst angetrieben werden und dann vorzugsweise auf konstanter Drehzahl gehalten werden, damit der gewünschte Effekt eintreten kann.

Dabei sind mechanische Reibungsverluste, die sich beispielsweise bei konstanter Drehzahl ergeben, durch den Antriebsmotor auszugleichen. Hierbei sind die Reibungsverluste der mechanischen Teile, nicht aber die Reibung der Flüssigkeitsteilchen zu verstehen, denn der Drehimpuls der Flüssigkeitsteilchen ist bei konstanter Drehzahl des Rotors und dem beschriebenen Umlauf der Flüssigkeit 5 konstant.

Die Turbine kann auch an anderer Stelle als in der Fig. 1 gezeigt in dem Rohrsystem 14 angeordnet sein, wobei auch eine zusätzliche Düsenanordnung vorgesehen werden kann.

Bei entsprechend hohen Drehzahlen des Rotors kann der zweite Wärmeaustauscher 6 auch entfallen.

Der Antriebsmotor 48 erzeugt eine Drehbewegung des Rotors in gewünschter Drehzahlhöhe und muß lediglich die Reibung der mechanischen Teile (nicht der Flüssigkeitsteilchen) durch Arbeit ausgleichen, wenn eine konstante Drehzahl gehalten werden soll.

Die Rohrquerschnitte 15 und 16 können beispielsweise so ausgelegt werden, daß zu gleichen Zeiten gleichgroße Flüssigkeitsmengen mit gleicher Radialgeschwindigkeit durch die Querschnitte durchströmen können.

Unterschiedliche Druckverhältnisse entstehen in den Rohren 15 und 16 — fliehkraftbedingt an den mit 115 und 116 gekennzeichneten Markierungsmarken, welche gleichen Radialabstand aufweisen.

Fig. 2a zeigt einen Schnitt durch die Fig. 1 entlang der Schnittlinie C-C, wobei die ringförmigen Wärmeaustauscherteile 220 und 223 gezeigt werden, die in der Fig. 1 mit 20 und 23 bezeichnet sind und an dem Stator 10 bzw. 27 angeordnet sind, als auch die in einem Winkelsegment des Rotors angeordneten Wärmeaustauscherteile 221 und 222, die in Fig. 1 mit 21 und 22 bezeichnet sind.

Die Rohrleitungen, die den ersten Wärmeaustauscherteil 221 mit dem zweiten Wärmeaustauscherteil 222 verbinden und in dem Rotor 202 angeordnet sind, sind mit 215 und 216 bezeichnet und liegen in der Zeichenebene hintereinander.

Es ist sinnvoll, 2 weitere Wärmeaustauscher um 180° versetzt, d. h. spiegelbildlich anzuordnen, was durch die Bezugszeichen 120 für einen ersten Wärmeaustauscherteil, und das Bezugszeichen 123 für einen weiteren zweiten Wärmeaustauscherteil ausgedrückt werden soll. Hierbei ist zu beachten, daß nur die im Rotor angeordneten Wärmeaustauscherteile zusätzlich anzuordnen sind, da ja die im Stator angeordneten Wärmeaustauscherteile ringförmig ausgebildet sind, wie aus Fig. 1 und Fig. 2 hervorgeht.

Damit ist das Gesamtvolumen der umlaufenden Flüssigkeit 250, die in den Wärmeaustauscherteilen 220 und 223 als auch in den Rohren 215 und 216 angeordnet ist, im Gesamtvolumen nicht verändert wird, muß Wärme gleichmäßig über die Wärmeaustauscher zugeführt und entzogen werden. Das gilt auch für das System 120/123 mit dem dazugehörigen Flüssigkeitsumlauf.

Es kann sinnvoll sein, den zweiten Wärmeaustauscher direkt an der Drehachse anzuordnen, dann müssen die zweiten Wärmeaustauscher nicht — wie in der Fig. 2a gezeigt — radial nach außen gegenüber dem Drehpunkt M versetzt werden, sondern sie können dann zweckmäßigerweise hintereinander entlang der Drehachsen M angeordnet sein.

In Fig. 2b wird aufgezeigt, wie die Oberfläche des ersten Wärmeaustauschers durch Vergrößerung eine bessere Strahlungs- bzw. Berührungsfläche erhalten kann. Für den zweiten Wärmeaustauscher ist eine ähnliche Ausführungsform möglich.

In Fig. 2b wird 1. eine Rohrleitung 208 aus der Zeichenebene der Fig. 1 aufgezeigt, die mit dem Stator 209 als Wärmeaustauscherteil fest verbunden ist bzw. in dem Stator integriert ist, und 2. eine Rohrleitung 211 aufgezeigt, die mit dem Rotor 212 als Wärmeaustauscherteil fest verbunden ist oder integriert ist. Diese Rohrleitungen können einen runden quadratischen oder schlitzförmigen Querschnitt aufweisen, oder auch eine andere günstige Querschnittsform haben. Zwischen der Rohrleitung 208 und der Rohrleitung 211 liegt ein Spalt 210, durch

welchen eine Wärmestrahlung erfolgt. Dieser Spalt 210 kann auch mit Flüssigkeit ausgefüllt sein, damit die Wärmeübertragung durch Konvektion erfolgt. Die Rohrleitungen können auch senkrecht zur Zeichenebene der Fig. 2b angeordnet sein, wie mit dem Bezugszeichen 300 ausgedrückt werden soll. Diese Rohre 300 umschließen dann ringförmig die Drehachse *M*. Die Ausführungsform der Fig. 2b bietet eine gute Wärmeübertragungsmöglichkeit.

In Fig. 3 wird ein Flüssigkeitsumlauf 314 aufgezeigt, der in der Fig. 1 mit 14 bezeichnet ist, bei welchem die Flüssigkeit 305 verdampft.

Bei der Rotation des Flüssigkeitsumlaufes 14 wird die Flüssigkeit 305, nachdem sie im ersten Wärmeaustauscher 310 erwärmt wurde, in dem Rohrabschnitt 316 in Richtung der Drehachse *M* bewegt. Dies ist völlig identisch mit den bisherigen Beschreibungen der Fig. 1 und 2.

Der in der Flüssigkeit 5 herrschende Druck wird durch die Fliehkraft erzeugt und nimmt bei Verringerung des Radialabstandes ab, und erreicht schließlich einen Punkt, bei dem die Flüssigkeit in den gasförmigen Zustand übergeht, wie durch die radiale Abstandslinie mit dem Bezugszeichen 310 ausgedrückt werden soll.

Danach wird der gasförmige Stoff in dem zweiten Wärmeaustauscher 306 durch Entzug von Wärme wieder verflüssigt, und die Flüssigkeit 305 wird durch eine Rohrleitung 315 wieder dem ersten Wärmeaustauscher zugeführt. Die dabei entstehende Strömung wird oder kann, wie bereits in den Fig. 1 und 2 beschrieben wurde, mittels einer Turbine 330 in mechanische bzw. danach mit Dynamo in elektrische Energie umgewandelt werden. Die Turbine kann z. B. an der eingezeichneten Stelle, die mit dem Bezugszeichen 330 versehen ist, angeordnet sein oder auch an jeder beliebigen anderen geeigneten Stelle angeordnet werden.

Selbstverständlich kann anstelle der Flüssigkeit 3 und 8 auch Luft, oder ein anderer gasförmiger Stoff verwendet werden.

Die in Fig. 1 dargestellten wellenförmig ausgebildeten Rohre in den beiden Wärmeaustauschern können selbstverständlich auch geradlinig und parallel zur Achse *M* angeordnet sein, oder jede andere denkbare Form aufweisen. Wenn sich das Volumen der Flüssigkeit 5 bei großen Temperaturdifferenzen und entsprechender Größe des Wärmeaustauschers um den Faktor 0,1 ausdehnt, so entspricht dies bei einem Volumen von 100 Litern einem zusätzlichen Volumen von 10 Litern. Diese Volumensvergrößerung muß, wie bereits beschrieben, gegen den allseitigen Kompressionsdruck erfolgen. Bei einer durch die Fliehkraft hervorgerufene Druckdifferenz von 10 000 kg pro cm<sup>2</sup>, gemessen an den bereits beschriebenen Markierungen 115 und 116 der Flüssigkeitsrohre 15 und 16, läßt sich errechnen, welche mechanische Arbeit durch die Wärme geleistet werden muß, um im ersten Wärmeaustauscher die Flüssigkeit um 10 Liter auszudehnen. Bei einem Flüssigkeitsdurchsatz von 100 Litern pro Sekunde ergibt sich die zu entnehmende theoretische Leistung.

Auch bei der Entwicklung von Wasserstoffmotoren mit hohen thermischen Verlusten bietet sich die Wärmeschleuder zur Verbesserung des Wirkungsgrades an. Schließlich kann die Wärmeschleuder auch alleine als Motor eingesetzt werden, wodurch sich höhere Wirkungsgrade ergeben.

Selbstverständlich können in den Rohrleitungen 3 des ersten Wärmeaustauschers auch heiße Auspuffgase, heiße Luft oder Kühlwasser von Motoren eingeleitet werden. Bei Auspuffgasen sind Temperaturen von einigen 100°C denkbar. Im Rohr 8 kann eine Luftkühlung beispielsweise mittels Ventilatoren erfolgen.

Es können selbstverständlich außer den gezeigten Wärmeaustauscherteilen 221 und 222 einerseits der Drehachse und den gezeigten Wärmeaustauscherteilen 123 und 120 andererseits der Drehachse beliebig viele Wärmeaustauscherteile am Umfang der Wärmeschleuder angeordnet sein, wobei vorzugsweise eine paarweise Anordnung vorgesehen werden sollte.

#### Mögliche Wirkungsgrade der Wärmeschleuder nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik

Der Wirkungsgrad errechnet sich nach der Formel 1

$$1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Bei einer Temperaturdifferenz 20°C/70°C ist der Wirkungsgrad ca. 15%.  
Bei einer Temperaturdifferenz 20°C/100°C ist der Wirkungsgrad ca. 17,5%.  
Bei einer Temperaturdifferenz 20°C/200°C ist der Wirkungsgrad ca. 38%.  
Bei einer Temperaturdifferenz 20°C/150°C ist der Wirkungsgrad ca. 44%.  
Bei einer Temperaturdifferenz 20°C/292°C ist der Wirkungsgrad ca. 50%.

Bei 20°C Temperaturdifferenz ergibt sich ein theoretischer Wert von 15% Wirkungsgrad. Im Gegensatz zur Solarenergie mit einem Wirkungsgrad von 8—10% kann die Wärmeschleuder sowohl tagsüber als auch in der Nacht eingesetzt werden, wodurch sich der Wirkungsgrad verdoppelt.

Bei 20°C/250°C ergibt sich ein Wirkungsgrad von ca. 44%. D. h., daß die thermischen Verluste von Brennkraftmaschinen, die bei über 60% liegen, theoretisch zu 44% in mechanische Energie umwandelbar sind. Es ist demnach eine möglichst hohe Temperaturdifferenz erforderlich, um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen.

Von dem theoretischen Maximalwert müssen die Reibungsverluste durch Verwirbelung in den Rohrleitungen abgezogen werden.

Es geht also im wesentlichen darum, die Flüssigkeit im Rohrsystem 14 und insbesondere in den Rohren 15 und 16 zu beruhigen, d. h. die Wirbelbildung zu reduzieren und zu große Fluidballen zu vermeiden.

Hierzu bietet sich anstelle der Rohre 15 und 16 mit großen Rohrquerschnitt an, mehrere Rohre mit kleinerem Querschnitt vorzusehen oder eine spezifische Ausbildung der Rohre 15 und 16 zur Reduzierung von Fluidballen

zu erarbeiten und eine Beruhigung der Strömung auf diese Weise herbeizuführen.

Weiterhin ist es denkbar, die umlaufende Flüssigkeit 5 außerhalb des Rotationskörpers der Wärmeschleuder in einem Kühler abzukühlen. Es müssen dann anstelle des zweiten Wärmeaustauschers, der entfallen kann, Rohrverbindungen von den Rohrenden 15 und 16 nach außen geführt werden, wie mit den strichlinierten Rohransatzstücken 102 und 104 angedeutet und ausgedrückt werden soll. Der zweite Wärmeaustauscher in Drehachsnähe, der die Rohre 15 und 16 verbindet, kann dann entfallen.

Fig. 4 zeigt zwei hintereinander angeordnete Systeme 414 und 424, in einer schematischen Darstellung, die um eine Drehachse  $M$  drehbar und in einem gemeinsamen nicht weiter dargestellten Rotor angeordnet sind, der ähnlich wie in Fig. 1 ausgeführt ist, in dem jedoch zwei umlaufende Systeme 414 und 424 vorgesehen sind. Außerdem ist ein drittes System 434 strichliniert auf einer Seite angeordnet. Die Umlaufrichtung in den vorzugsweise mit Flüssigkeit oder Gas oder Luft angefüllten Umlaufsystemen 414, 424 und 434 ist mit Pfeilen gekennzeichnet. Es können selbstverständlich auch nur zwei, oder mehr als drei Umlaufsysteme entlang der Drehachse  $M$  angeordnet sein. Es kann dann erhitzte oder erwärmte Flüssigkeit bzw. Gas durch das Rohr 430 in den Wärmeaustauscher 480 und von dort über die Rohrverbindung 431 zu dem Wärmeaustauscher 490 geführt werden. Die Flüssigkeit bzw. das Gas verläßt dann den Wärmeaustauscher 490 durch das Rohr 432. Gleichzeitig fließt aber kalte Flüssigkeit bzw. Gas oder Luft durch die Rohrleitung 408 zu dem Wärmeaustauscher 485, wird dort erwärmt und strömt von dort in einem Rohr 418 zu einem äußeren Wärmeaustauscher 498 eines dritten Systems 434 das strichliniert auf einer Seite angedeutet ist, um dort die vorher aufgenommene Wärme wieder abzugeben.

Gleichzeitig wird einerseits über ein Rohr 422 kalte Flüssigkeit oder Gas dem Wärmeaustauscher 495 zugeführt und es wird andererseits über ein Rohr 423 dem im dritten System angeordneten Wärmeaustauscher 499 eine kalte Flüssigkeit bzw. Gas zugeführt.

Dadurch werden größere Temperaturdifferenzen geschaffen und es sind auch bei niederen Temperaturen hohe Wirkungsgrade nach dem zweiten Hauptsatz der Wärmelehre möglich.

Selbstverständlich kann dieses Prinzip beispielsweise auch bei allen Motoren bei denen hohe Wärmeverluste auftreten verwendet werden, um den Wirkungsgrad zu erhöhen.

Die Flüssigkeit bzw. das Gas 433 gibt dann zunächst einen Teil der Wärme in dem Wärmeaustauscher 480 ab und wird dann mit einer reduzierten Temperatur dem nächsten Wärmeaustauscher 490 zugeführt, um dort einen weiteren Teil der Wärme abzugeben.

Die Kühlflüssigkeit in dem Rohr 408 wird zunächst dem Wärmeaustauscher 485 zugeführt, erwärmt sich dort und wird dann über das Verbindungsrohr 418 dem übernächsten Wärmeaustauscher 498 zugeführt, um dort wieder Wärme abzugeben. Selbstverständlich kann die Flüssigkeit bzw. das Gas auch entgegengesetzt zu den angegebenen Strömungsrichtungen erfolgen, die durch Pfeilrichtung gekennzeichnet sind.

Bei einer solchen Vorrichtung mit drei Systemen 414, 424 und 434 läßt sich der Wirkungsgrad erhöhen. Wird beispielsweise Wasser von 75°C aus einem Sonnenkollektor dem ersten Wärmeaustauscher 480 des Systems 414 zugeführt und gleichzeitig Wasser von 15°C dem zweiten Wärmeaustauscher 485 zugeführt, so beträgt der maximale Wirkungsgrad nach dem zweiten Hauptsatz der Wärmelehre bei einer angenommenen Temperaturdifferenz von 15°C/75°C = 17%

$$\left( \text{nach der Formel } 1 - \frac{T_1}{T_2} \right)$$

im zweiten System 424 soll nun die Temperaturdifferenz von 15°C/50°C gegeben sein, wodurch sich ein Wirkungsgrad von 11% ergibt. Im dritten System 434 soll die Temperaturdifferenz 15°C/40°C betragen, wodurch sich ein Wirkungsgrad von 8% ergibt. Der gesamte Wirkungsgrad für die Systeme 414, 424 und 434 beträgt dann ca. 35%.

Im Vergleich zu Solarzellen, die nur tagsüber arbeiten und einen Wirkungsgrad von 8 bis 10% aufweisen, kann die Wärmeschleuder während 24 Stunden arbeiten, wodurch sich der ermittelte theoretische Wirkungsgrad von 35% verdoppelt und somit ca. 70% beträgt.

Vorzugsweise sind die radial verlaufenden Rohre nochmals unterteilt, oder durch geeignete Maßnahmen so ausgebildet, daß wenig Reibungsverluste auftreten.

Aus der Betrachtung der Temperaturdifferenzen nach der

$$\text{Formel } 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

geht hervor, daß mit zunehmender Temperaturdifferenz auch der Wirkungsgrad der Vorrichtung steigt. Es ist daher sinnvoll, zwischen der Sonne und den Sonnenkollektoren, in welchen die Flüssigkeit oder ein Gas erwärmt wird, prismatisch geformte Gläser in der Weise anzuordnen, daß die parallel ankommenden Sonnenstrahlen auf eine kleinere Oberfläche des Sonnenkollektors gelenkt werden und dabei eine höhere Temperatur erzeugen.

Bei größerer Temperaturdifferenz wird nämlich die Umlaufgeschwindigkeit der Flüssigkeit oder des Gases in den gezeigten Umlaufsystemen der Fig. 4 höher, und auch das Verhältnis von Reibungsverlusten zu brauchbarer mechanischer Arbeit wird günstiger.

Wenn man z. B. 100 l Flüssigkeit von 40° auf 80°C in dem radial nach außen versetzten Wärmeaustauscher erwärmt, oder wenn man nur 50 l Flüssigkeit in dem radial nach außen versetzten Wärmeaustauscher von 80°C auf 160°C erwärmt, so ist dafür die gleiche Wärmemenge erforderlich.



Der theoretisch maximale Wirkungsgrad bei einer Temperaturdifferenz  $15^{\circ}\text{C}/80^{\circ}\text{C}$  beträgt 18,5%; der theoretisch maximale Wirkungsgrad bei  $15^{\circ}\text{C}/160^{\circ}\text{C}$  beträgt 33,5%. Bei einer Temperaturdifferenz  $15^{\circ}\text{C}/200^{\circ}\text{C}$  beträgt der maximale theoretische Wirkungsgrad ca. 40%. Nach Fig. 4 kann dann der Wirkungsgrad nochmals um ca. 50—100% (je nach Auslegung) erhöht werden. Es ist also sinnvoll, weniger Flüssigkeit bzw. Gas auf eine höhere Temperatur zu bringen, weil dann auch die Abmessungen der Turbine entsprechend verkleinert werden können.

Die Turbine ist in der schematischen Darstellung der Fig. 4 in den Umlaufsystemen 414, 424, 434 nicht weiter dargestellt, ist aber, wie in den Fig. 1—3 beschrieben, angeordnet. Es kann sinnvoll sein, die Turbine derart auf der Drehachse  $M$  anzuordnen, daß die Turbinenwelle und die Drehachse des Rotors mit ihren Drehachsen zusammenfallen. Die Turbinenwelle ist dann beispielsweise in der Welle des Rotors gelagert, was nicht weiter dargestellt ist. Die Anordnung der Turbine auf der Drehachse hat den Vorteil, daß Flüssigkeit aus gegenüberliegenden Umlaufsystemen in einer Turbine einfließen können.

Geht man davon aus, daß 20 l Flüssigkeit pro Sekunde jeweils den ersten Wärmeaustauscher des Umlaufsystems 414, 424 oder 434 verlassen, so muß beachtet werden, daß je die gesamte Erwärmung in dem ersten Wärmeaustauscher 480 oder 490 oder 498 erfolgen muß. Die aus dem Wärmeaustauscher 480, 490 oder 498 ausströmende erwärmte Flüssigkeit der Umlaufsysteme 414, 424, 434 (Durchsatz oder Flüssigkeitsmenge pro Sekunde) ist also nicht identisch mit der Aufwärmzeit des umlaufenden Mediums in den Wärmeaustauschern 480, 490 oder 498, sondern ist abhängig von der Dimensionierung der Wärmeaustauscher.

Bild 5 zeigt eine weitere schematische Darstellung der erfindungsgemäßen Vorrichtung, an welcher der Kreisprozeß, wie in Fig. 1—3 beschrieben, aufgezeigt ist.

In Fig. 5 ist eine umlaufende Flüssigkeit 514 mit einem ersten Wärmeaustauscher 501 mit großem Radialabstand und einem zweiten Wärmeaustauscher 506 mit kleinem Radialabstand von einer Drehachse  $M$  aufgezeigt. Die umlaufende Flüssigkeit 514 ist in einem nicht weiter dargestellten Rotor fest angeordnet, dessen Drehachse  $M$  ist. Wird während der Rotation des Rotors dem äußeren Wärmeaustauscher 501 Wärme durch eine Rohrleitung 503 zugeführt und eine Rohrleitung 505 abgeführt, und wird weiterhin dem Wärmeaustauscher 506 eine kalte Flüssigkeit durch eine Rohrleitung 508 zugeführt und durch eine Rohrleitung 509 abgeführt, wie durch Pfeile in den Rohrleitungen angedeutet ist, so entsteht ein Umlauf in der Flüssigkeitsleitung 514.

Die Längsachse 510 des ersten Wärmeaustauschers 501 kann dabei in einem Winkel  $\delta$  zu der Drehachse  $M$  stehen, wodurch bei sich verringertem Abstand der Flüssigkeitsteilchen im ersten Wärmeaustauscher 501 eine verringerte Dichte von Flüssigkeit oder Gas durch Erwärmung gegeben ist.

Die Längsachse 520 des zweiten Wärmeaustauschers 506 kann dabei in einem Winkel  $\gamma$  zu der Drehachse  $M$  stehen, wobei mit zunehmendem Radialabstand des zweiten Wärmeaustauschers 506 eine größere Dichte von Flüssigkeit oder Gas durch Abkühlung gegeben ist. Der Rohrbogen 530 wird bei Verwendung einer Verwinkelung der Längsachse vorzugsweise weggelassen. Die Turbine ist in Fig. 5 nicht weiter dargestellt, sondern ist der Beschreibung sowie der Fig. 1—3 in ihrer Ausbildung und Anordnung zu entnehmen.

Für eine Verwandlung von Wärme in mechanische Arbeit im Dauerbetrieb sind nur Vorrichtungen brauchbar, die unter ständiger Zufuhr von Wärme und gleichzeitiger Leistung von äußerer mechanischer Arbeit immer wieder die gleichen Zustände durchlaufen, also periodisch arbeiten, in der also sogenannte Kreisprozesse ablaufen (zitiert aus Westphal Physik). Nach dem Kreisprozeß der Fig. 6 sind Temperatur  $T$  und Volumen  $V$  veränderlich.

Der Carnot'sche Kreisprozeß bezieht sich hauptsächlich auf Brennkraftmaschinen und Gasturbinenanlagen, während der nachfolgende Kreisprozeß den spezifischen Anforderungen der Wärmeschleuder gerecht werden soll. Es ergibt sich nach Fig. 5 und 6 (Kreisprozeß der Wärmeschleuder) folgender veränderter Ablauf:

1—2 Eine Zusammendrückung (Kompression) der Flüssigkeit 514 erfolgt bei zunehmender Vergrößerung des Radialabstandes der Flüssigkeitsteilchen im Rohr 515 unter dem Einfluß der Fliehkraft, d. h. anders formuliert dann, wenn sich die Flüssigkeitsteilchen im Rohr 515, z. B. radial nach außen bewegen. Bei der Kompression wird potentielle Energie aufgespeichert.

2—3 Eine Ausdehnung der Flüssigkeit erfolgt gegen einen großen allseitigen Kompressionsdruck durch Zuführung von Wärme über eine Rohrleitung 503 zum Wärmeaustauscher 501 mit dem großen Radialabstand. Die Ausdehnung erfolgt nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik und lautet:  $Q = \Delta U + W$ ;  $W$  ist die mechanische Arbeit, die gegen den allseitigen Kompressionsdruck zu leisten ist (siehe auch Erläuterung der Formel des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik in der vorangegangenen Beschreibung). Dabei erfolgt eine Abkühlung der Flüssigkeit bzw. des Gases, das dem Wärmeaustauscher 501 durch das Rohr 503 zugeführt und durch das Rohr 505 entnommen wird, bedingt einerseits durch Entzug von Molekularenergie  $\Delta U$ , die zur Erwärmung des umlaufenden Mediums 514 im Wärmeaustauscher 501 erforderlich ist und andererseits durch Verbrauch von Molekularenergie, die in mechanische Arbeit  $W$  umgewandelt wird.

3—4 Eine Ausdehnung der Flüssigkeit erfolgt bei abnehmendem Radialabstand der Flüssigkeitsteilchen, weil der Kompressionsdruck in der Flüssigkeit des Rohres 516 — bedingt durch abnehmende Fliehkraft — kleiner wird. (Es wird bei der Ausdehnung potentielle Energie abgegeben)

4—1 Zusammenziehung der Flüssigkeit in den Wärmeaustauscher 506, weil eine Abkühlung erfolgt.

Weiterhin kann es aus räumlichen, platzsparenden Gründen sinnvoll sein, den Umlauf der Flüssigkeit 514 in die Schnittebene  $FF$  der Fig. 5 zu verlegen, die in Fig. 7 näher dargestellt ist, jedoch mit versetztem Wärmeaustauscher 506.

Der Rotor 710 ist begrenzt durch seine äußere kreisförmige Form. Seine Drehrichtung wird durch das Bezugszeichen  $B$  angegeben. In der Schnittebene des Rotors wird ein Umlaufsystem 714 aufgezeigt mit einem



ersten Wärmeaustauscher 701 mit großem Radialabstand und einem zweiten Wärmeaustauscher 706 mit kleinem Radialabstand. Die Turbine ist nicht weiter dargestellt, wird jedoch zweckmäßigerweise auf der Drehachse *M* angeordnet. Vorzugsweise wird ein weiteres Umlaufsystem angeordnet, wie strichliniert angedeutet ist und mit dem Bezugszeichen 730 ausgedrückt werden soll. Die Umlaufrichtung des Umlaufsystems 714 kann in der durch Pfeile angegebenen Umlaufrichtung oder entgegengesetzt zu dieser erfolgen.

Auch in der Anordnung der Fig. 7 können — wie bereits in Fig. 4 dargelegt — mehrere Systeme in verschiedenen Schnittebenen angeordnet sein.

Die Umlaufebene der Flüssigkeit kann also entweder — wie in Fig. 1—5 beschrieben — angeordnet sein, oder — wie in der Umlaufebene der Fig. 7 gezeigt ist — ausgebildet sein. Es kann aber auch eine Zwischenstellung zwischen beiden Systemen in jeder beliebigen Ausführungsform vorgesehen werden.

#### Patentansprüche

1. Energieerzeugungsvorrichtung dadurch gekennzeichnet, daß in einem ersten stationären Wärmeaustauscher (20), (220) mit großem Radialabstand eine erwärmte Flüssigkeit (3) oder ein erwärmtes Gas (3) durchströmbar anordenbar ist, und daß in einem weiteren drehbaren Teil (21, 221, 120) des ersten Wärmeaustauschers eine zu erwärmende Flüssigkeit (5) bzw. ein zu erwärmendes Gas (5) durchströmbar vorsehbar ist, und daß in einem zweiten drehbaren Wärmeaustauscherteil (22, 222, 123) eines zweiten Wärmeaustauschers mit kleinerem Radialabstand eine Flüssigkeit (5) bzw. ein Gas (5) durchströmend anordenbar ist, die mittels eines zweiten Wärmeaustauscherteiles (23, 223) abkühlbar ist, und daß zwischen dem ersten Wärmeaustauscher (1) und dem zweiten Wärmeaustauscher (6) eine Rohrverbindung (15, 16, 215, 216) anordenbar ist, und daß die umlaufende bzw. zirkulierende Flüssigkeit (5) bzw. Gas (5) eine Turbine (30) antreibt und dabei mechanische Energie erzeugt. 15
2. Gerät nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmeaustauscherteil (20), (220) sowie (23) und (223) in einem Stator (10) bzw. (27) anordenbar sind, und daß die Wärmeaustauscherteile (21, 221, 120) sowie (22, 222, 123) drehbar in einem Rotor (2, 202) anordenbar sind und mittels Rohrleitungen (15, 16, 215, 216) miteinander verbunden sind, und daß der Rotor in Lagern (37, 38) drehbar gelagert ist und mittels eines Motors (48) antreibbar ist. 20
3. Gerät nach vorhergehendem Anspruch, dadurch gekennzeichnet, daß der antreibbare Rotor in einem als Stator ausgebildeten Gehäuse (10) angeordnet ist, wobei das Gehäuse (10) mittels ringförmiger Ansätze auf der Achse (27) fest gehalten wird. 25
4. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß in dem ersten Wärmeaustauscherteil (20), (220) warme Flüssigkeit oder ein Gas (3) über eine Rohrleitung (11) zugeführt und über eine Rohrleitung (12) herausgeführt wird, und daß in dem Wärmeaustauscherteil (23) kalte Flüssigkeit oder ein Gas über eine Rohrleitung (25) zugeführt und über eine Rohrleitung (28) aus dem Wärmeaustauscherteil herausgeführt wird. 30
5. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Flüssigkeit (5) einen großen Ausdehnungskoeffizienten aufweist, die Flüssigkeit (3) einen kleinen Ausdehnungskoeffizienten und die Flüssigkeit (8) einen großen Ausdehnungskoeffizienten aufweist. 35
6. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß bei einer konstanten Drehzahl eine gleichbleibende Wärmemenge im ersten Wärmeaustauscher zugeführt wird, und im zweiten Wärmeaustauscher ein gleichbleibender Wärmeentzug erfolgt, damit das Gesamtvolumen der Flüssigkeit (5) erhalten bleibt und Corioliskräfte beim Umlauf der Flüssigkeit (5) ausgeglichen werden. 40
7. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Flüssigkeit (5) bei einem Radialabstand (310) in einen gasförmigen Zustand übergeht, und im zweiten Wärmeaustauscher wieder verflüssigt wird, oder daß anstelle von Flüssigkeit Gas verwendet wird. 45
8. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Wärmeaustauscher direkt an der Drehachse angeordnet ist, um Fliehkräfte im zweiten Wärmeaustauscher zu vermeiden, und daß bei Verwendung von mehreren zweiten Wärmeaustauschern diese hintereinander entlang der Drehachse (*M*) angeordnet sind. 50
9. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die zu durchströmenden Rohre in der Schnittebene der Fig. 1 senkrecht zur Zeichenebene angeordnet sind. (D. h. im ersten und zweiten Wärmeaustauscher). 55
10. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Turbine in beliebiger Ausführung, z. B. auch mit Düsenanordnung wählbar ist und an beliebig geeigneter Stelle der umlaufenden Flüssigkeit (5) anordenbar ist, und daß anstelle der Turbine auch ein Zylinder mit Kolben- und Kurbeltriebanordnung anordenbar ist, wobei die Druckflüssigkeit abwechselnd von der einen und von der anderen Seite in den Zylinder geführt werden kann (Dampfmaschinenprinzip, jedoch mit Flüssigkeit). 60
11. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß anstelle der Rohre (15) und (16) im großen Rohrquerschnitt mehrere Rohre mit kleinerem Rohrquerschnitt oder ein Flüssigkeitskanal mit einer spezifischen Ausführung zur Beruhigung der Flüssigkeit vorgesehen ist. 65
12. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß anstelle des die beiden Rohre (15) und (16) verbindenden zweiten Wärmeaustauschers in Drehachsnähe oder auf der Drehachsnähe angeordnet eine Flüssigkeitsausführung (102) und eine Flüssigkeitseinführung (104) vorgesehen werden kann, wodurch eine Kühlung der Flüssigkeit (5) außerhalb des Rotationskörpers vorgesehen werden kann.
13. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß der

Antriebsmotor (48) fest mit dem äußeren Bezugssystem, z. B. dem Gehäuse (40) bzw. (10) verbunden werden kann.

14. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zwischen äußerem Gehäuse und dem Rotor ein Vakuum vorgesehen werden kann.

5 15. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß mehrere umlaufende Systeme (414, 424) und (434) hintereinander in einem Rotor anordenbar sind und daß die in dem drehachsnahen Wärmeaustauscher (485) erwärmte bzw. erhitzte Flüssigkeit bzw. Gas oder Luft einem Wärmeaustauscher (498) mit großem Radialabstand zuführbar ist und daß den beiden drehachsnahen Wärmeaustauschern (495) und (499) jeweils gesondert kalte Flüssigkeit, Gas, oder Luft zuführbar ist.

10 16. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Welle der Turbine koaxial zu der Rotorwelle angeordnet ist und daß Flüssigkeit oder Gas aus mehreren Umläufen in einer Turbine oder in mehreren Turbinen in mechanische Arbeit umwandelbar ist.

15 17. Gerät nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß der Umlauf der Flüssigkeit oder des Gases entweder — wie in Fig. 1—5 gezeigt — oder — wie in Fig. 7 gezeigt — oder in einer Zwischenstellung erfolgt.

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

1504

**38 12 928**  
**F 01 K 27/00**  
**18. April 1988**  
**2. November 1989**



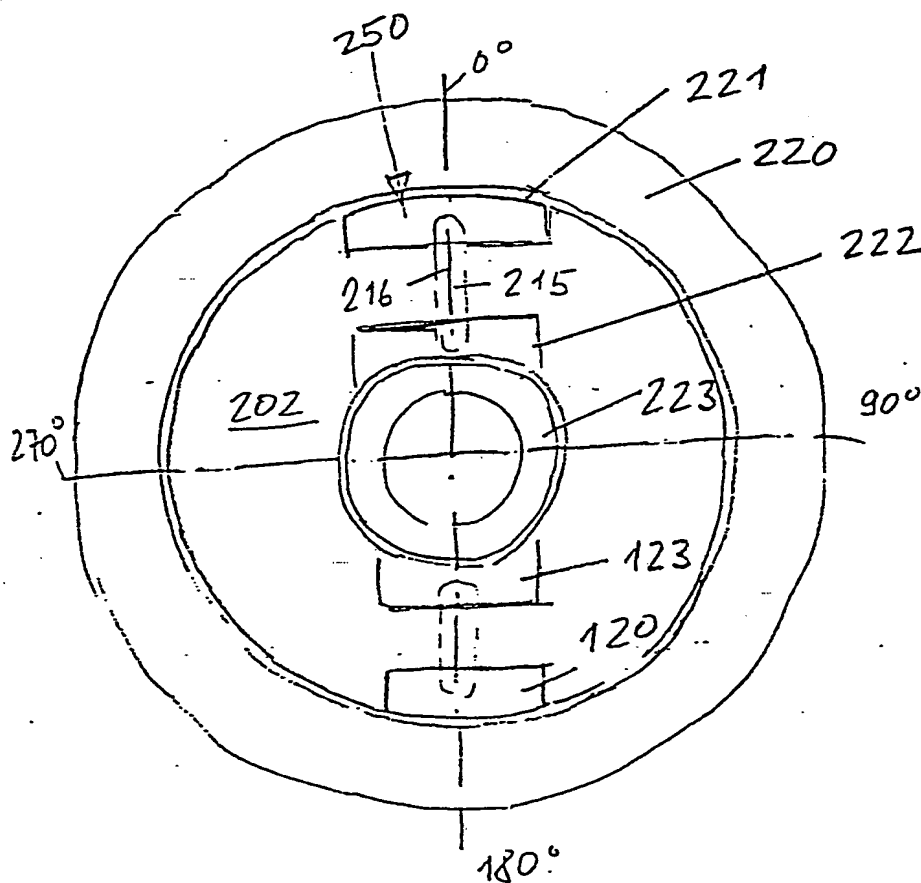
180488

31

30

3812928

Fig. 2a



3812928

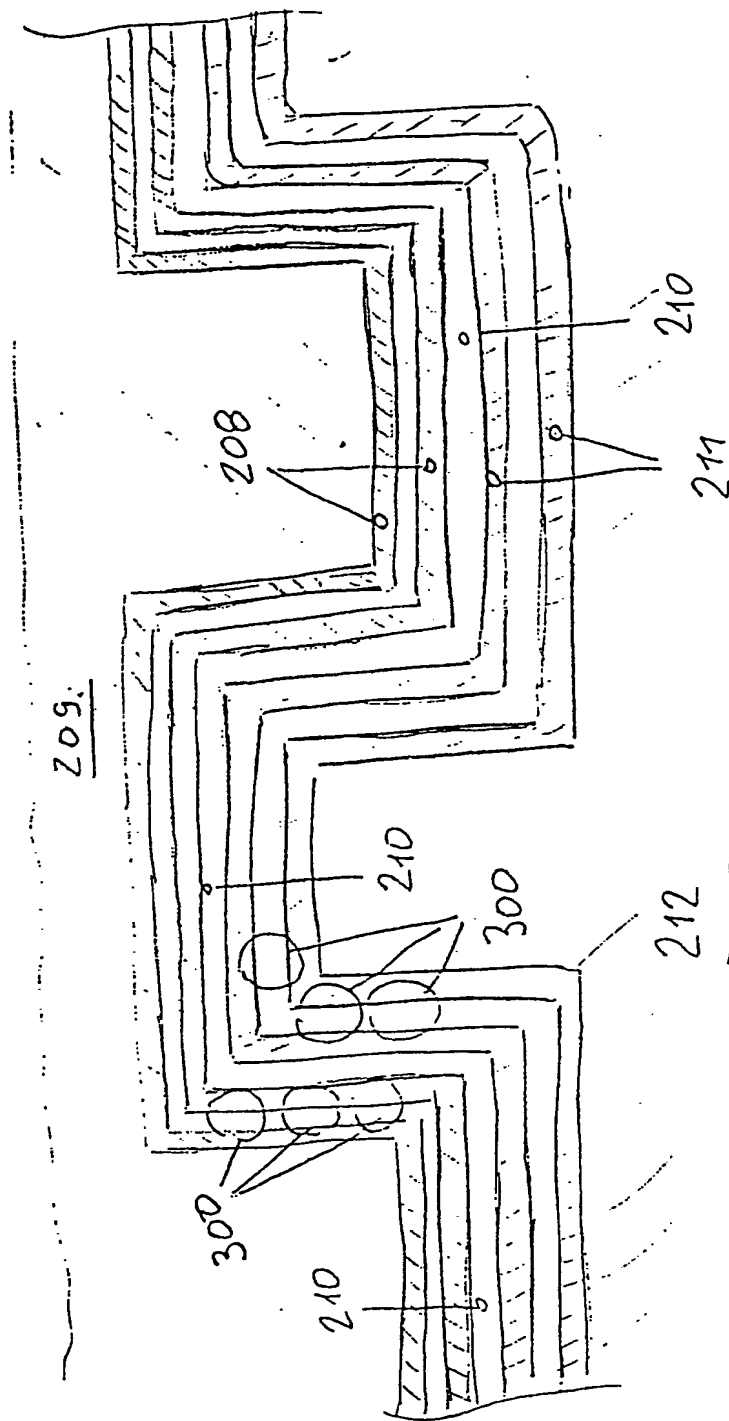
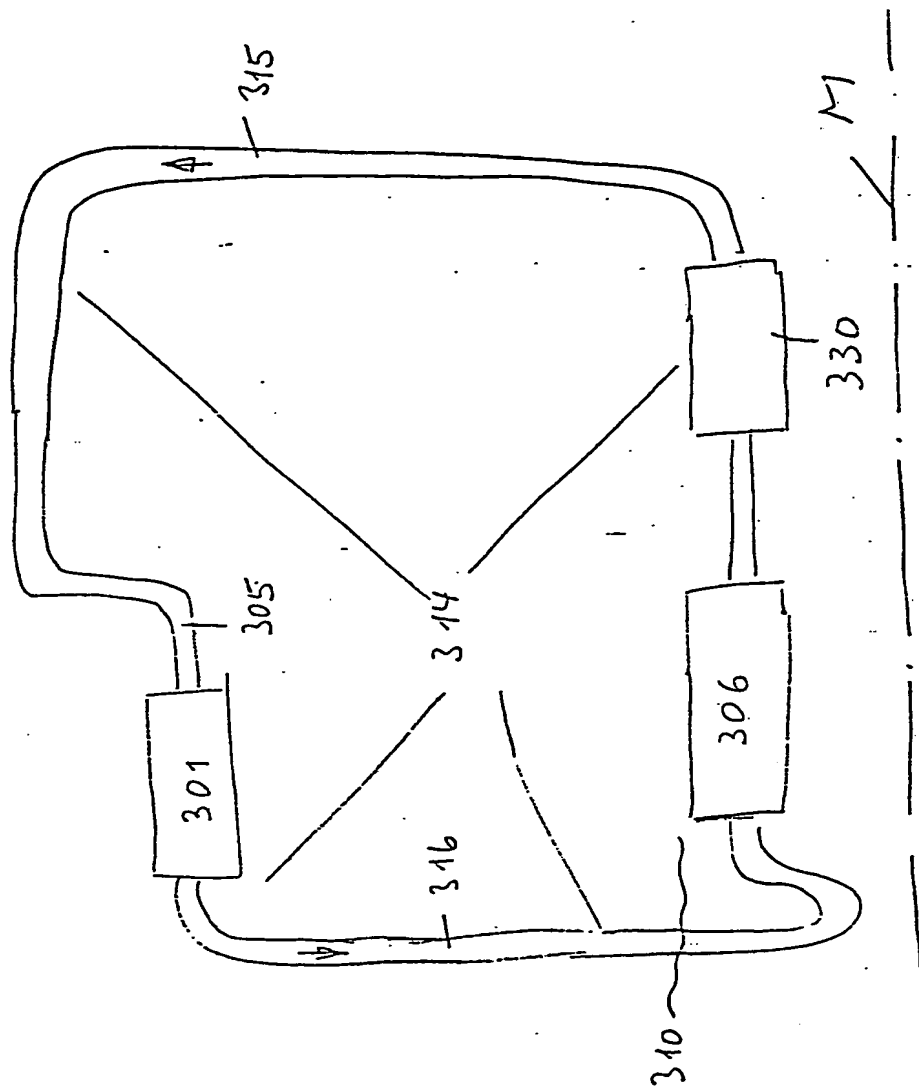


Fig. 2b

32

3812928

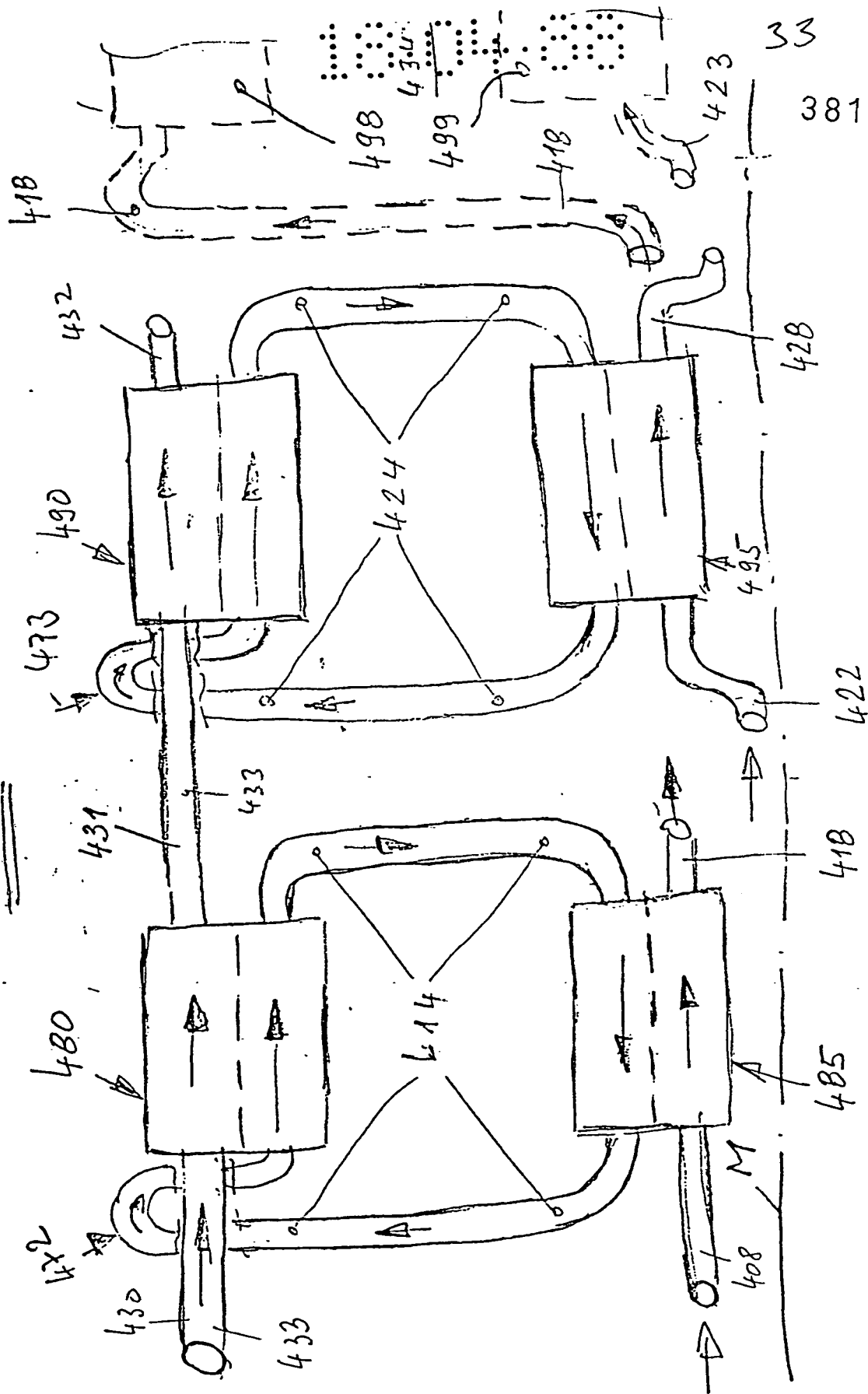
Fig. 3



1804-81



Fig. 4



33

34

3812928



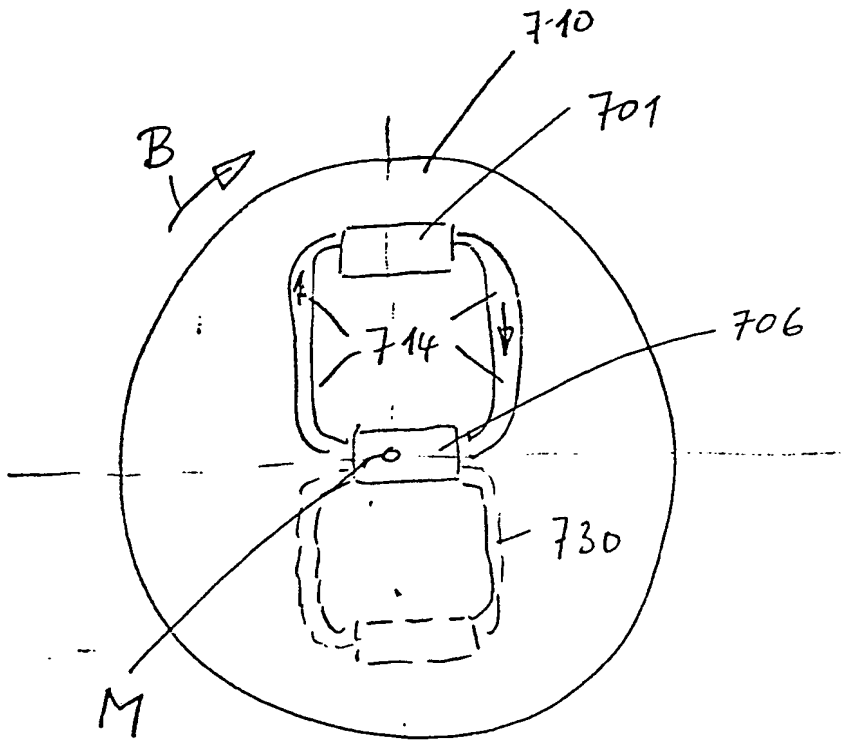
180488

35\*

56

3812928

Fig. 7



Docket # WMB-12405

Applic. # \_\_\_\_\_

Applicant: Hirschmanner

Lerner Greenberg Steiner LLP

Post Office Box 2480

Hollywood, FL 33022-2480

Tel: (954) 925-1100 Fax: (954) 925-1101